

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-140653
 (43)Date of publication of application : 22.05.2001

(51)Int.Cl. F02B 37/18
 F02B 37/007

(21)Application number : 11-327236
 (22)Date of filing : 17.11.1999

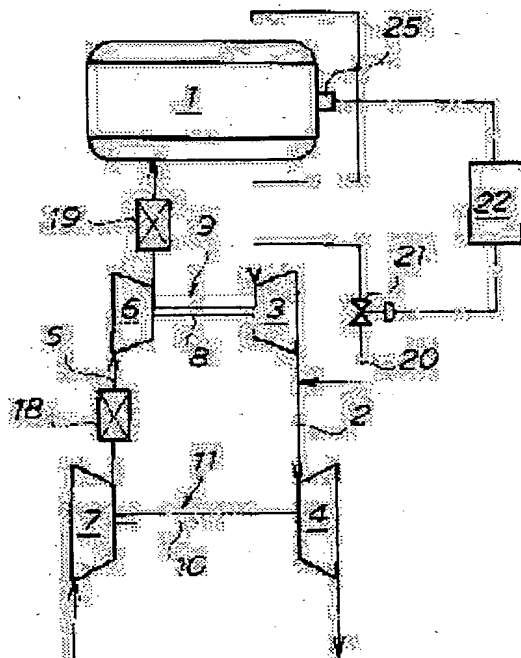
(71)Applicant : ISUZU MOTORS LTD
 (72)Inventor : KURIHARA KOICHI
 KODAIRA TAKAO
 ADACHI TOSHIKI
 FUJISAKI TAKAO
 INOUE TAKAO
 YANAGISAWA NAOKI

(54) TURBO CHARGER SYSTEM FOR DIESEL ENGINE.

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a turbo charger system for a diesel engine, offering simple construction and control for featuring higher output and higher torque and improved fuel consumption.

SOLUTION: The turbo charger system comprises a high-stage turbine 3 and a low-stage turbine 4 arranged in series to an exhaust passage 2 for the diesel engine 1, a high-stage compressor 6 and a low-stage compressor 7 arranged in series to an inlet passage 5, a bypass 20 connected bypassing the high-stage turbine 3, an exhaust bypass valve 21 provided in the bypass 20, and a control 22 for controlling the opening of the exhaust bypass valve 21. The exhaust bypass valve 21 is fully closed or so to increase turbo charging pressure before the maximum torque point 14 of the engine 1, gradually opened to control turbo charging pressure in the course from the maximum torque point 14 to the maximum output point 15, and fully opened or so to restrict turbo charging pressure after the maximum output point 15.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

基本

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-140653

(P 2 0 0 1 - 1 4 0 6 5 3 A)

(43) 公開日 平成13年 5月22日 (2001. 5. 22)

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F02B 37/18		F02B 37/12	301 E 3G005
37/007		37/00	301 C

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平11-327236	(71) 出願人	000000170 いすゞ自動車株式会社 東京都品川区南大井 6 丁目 26 番 1 号
(22) 出願日	平成11年11月17日 (1999. 11. 17)	(72) 発明者	栗原 浩一 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社いすゞ中央研究所内
		(72) 発明者	小平 隆雄 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 いすゞ自動車株式会社藤沢工場内
		(74) 代理人	100068021 弁理士 絹谷 信雄

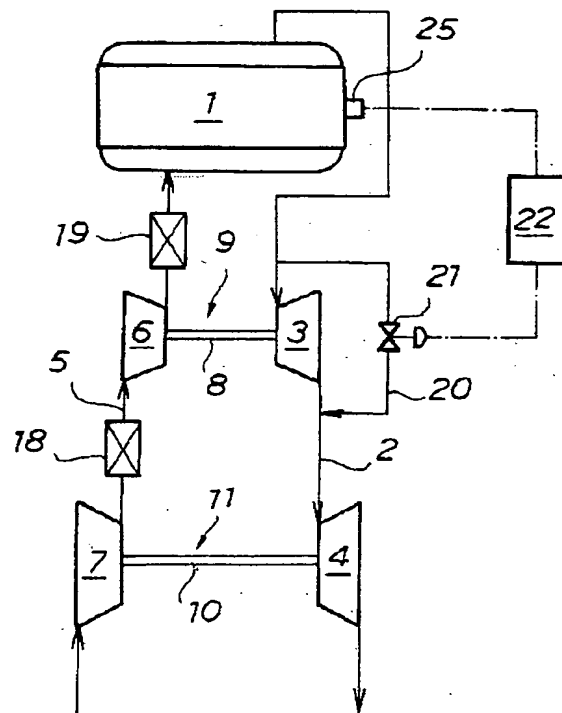
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム

(57) 【要約】

【課題】 簡単な構造および制御により、高出力・高トルク化と燃費向上との両立を図ったディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムを提供する。

【解決手段】 ディーゼルエンジン 1 の排気経路 2 に直列に配置された高段側タービン 3 および低段側タービン 4 と、吸気経路 5 に直列に配置された高段側コンプレッサ 6 および低段側コンプレッサ 7 と、高段側タービン 3 をバイパスするように接続されたバイパス通路 20 と、バイパス通路 20 に設けられた排気バイパス弁 21 と、排気バイパス弁 21 の開度を制御する制御部 22 とを備えたもの。排気バイパス弁 21 は、エンジン 1 の最大トルク点 14 までは全閉若しくはそれに近い状態とされて過給圧を高め、最大トルク点 14 から最高出力点 15 までの間では徐々に開度が広げられて過給圧制御を行い、最高出力点 15 では全開若しくはそれに近い状態とされて過給圧を制限する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ディーゼルエンジンの排気経路に直列に配置された高段側タービンおよび低段側タービンと、上記エンジンの吸気経路に直列に配置され上記各タービンによって夫々駆動される高段側コンプレッサおよび低段側コンプレッサと、上記排気経路に上記高段側タービンをバイパスするように接続されたバイパス通路と、該バイパス通路に設けられた排気バイパス弁と、該排気バイパス弁の開度を制御する制御部とを備え、該制御部は、少なくともエンジン全負荷運転領域において、上記排気バイパス弁を、エンジンの最大トルク点までは全閉若しくはそれに近い状態とし、最大トルク点から最高出力点までの間では徐々に開度を広げ、最高出力点では全閉若しくはそれに近い状態に制御するものであることを特徴とするディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項2】 上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度制御を、エンジン回転数に基いて行うものである請求項1記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項3】 上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、高段側コンプレッサにおいてはエンジン最大トルク点付近の圧力比が最高出力点付近の圧力比より大きくなるように且つ低段側コンプレッサにおいてはエンジン最高出力点付近の圧力比が最大トルク点付近の圧力比より大きくなるように、制御するものである請求項1乃至2記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項4】 上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、エンジンの最高出力点付近において、低段側コンプレッサの圧力比が高段側コンプレッサの圧力比より大きくなるように、制御するものである請求項1乃至3記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項5】 上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、エンジンの最大トルク点付近において、高段側コンプレッサの圧力比が低段側コンプレッサの圧力比以上となるように、制御するものである請求項1乃至4記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項6】 上記請求項1乃至5記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムが有する高段側および低段側コンプレッサは、高段側コンプレッサが低段側コンプレッサよりも最高圧力比が低く且つ最大流量に対する高効率流量範囲の割合が大きい特性を有するものであるディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【請求項7】 上記請求項1乃至6記載のディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムは、上記バイパス弁の開度調節のみによって過給圧制御を行うものである

ディーゼルエンジンのターボチャージャーシステム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、簡単な構造および制御によって、高出力化と燃費向上との両立を図ったディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムに関する。

【0002】

【従来の技術】ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンのように出力調整のための吸入空気量制限を行わないため、ターボチャージャーとの相性がよい。ディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムの典型例（1段ターボ）を図5に示す。

【0003】図5に示すように、このターボチャージャーシステムは、ディーゼルエンジンaの吸気経路bの途中に介設されたコンプレッサcと、排気経路dの途中に介設されたタービンeと、コンプレッサcとタービンeとを接続する回転軸fとを備えており、排気ガスによって駆動されるタービンeの回転力を回転軸fを介してコンプレッサcに伝達し、吸気を加圧（過給）してエンジンaに導くものである。なお、コンプレッサcとエンジンaとの間に設けられたアフタークーラgは必ずしも必要なものではない。

【0004】かかるシステムにおいては、エンジン回転数の上昇に伴って排気ガス流量が増加すると、タービンeの回転数が高まって同時にコンプレッサcの回転数が高まるため、エンジンaに対する過給圧が過剰となる場合がある。このため、排気通路dにタービンeをバイパスするバイパス通路hを接続し、バイパス通路hに排気バイパス弁iを設け、過給圧が所定圧以上になったときには、排気バイパス弁iを開いて排気ガスの一部をタービンeを通過させずにバイパス通路hを介して逃がすことにより、タービンeの回転数即ちコンプレッサcの回転数を抑え、過給圧を制限する過給圧制御を行っている。

【0005】図6は、上記ターボチャージャーシステムにおけるコンプレッサcの特性マップに、エンジン全負荷にて運転したときの作動線を表した図である。図中、jはサージ限界線、kは最高回転限界線、lはエンジンの最大トルク点、mはエンジンの最高出力点、nはコンプレッサの最高効率点、多重円oはコンプレッサcの等効率線である。図示するように、エンジン全負荷時には、エンジンaが最大トルク点lとなるエンジン回転数までは排気バイパス弁iを閉じておき、それ以上エンジン回転数が上昇したならば徐々に排気バイパス弁iを開き過給圧制御を行う。

【0006】ここで、図6における縦軸の圧力比および横軸の修正流量は、
圧力比＝コンプレッサ出口全圧／コンプレッサ入口全圧
修正流量＝（実測流量×（入口温度／参考温度）^{0.5}）

／（入口圧力／参考圧力）

参考温度＝20℃（補正用の基準値）

参考圧力＝大気圧（補正用の基準値）

と定義される。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記ターボチャージャーシステムにおいて、エンジンaの出力およびトルクの向上を図る場合、タービンeをチューニングすることにより同一排気ガス流量（＝同一エンジン回転数）におけるタービン回転数を高めてコンプレッサcの回転数を向上させ、図6にてコンプレッサcの圧力比の高い領域に作動線を持って来る手法が考えられる。しかし、かかる圧力比の高い領域は、効率の悪い領域でもあるため、その領域に作動線を持つてくることは燃費の悪化に繋がる。

【0008】すなわち、上述の如く圧力比を高めてコンプレッサcの効率が低い領域を使用すると、吸気圧（過給圧）を上げるためにより多くの仕事（回転軸fのトルク）をタービンeに要求することになり、これにより排気ガスが出口詰りの状態となって排気圧が上昇し、図8に示すように、吸気圧が排気圧より高まらずにポンピングロス（ハッチング部）が発生し、燃費が悪化するのである。なお、ここで、吸気圧とはコンプレッサcの下流側の圧力をいい、排気圧とはタービンeの上流側の圧力をいう。

【0009】また、エンジンaの出力およびトルクを抑えてコンプレッサcの圧力比の低い領域を使用したとしても、遠心式コンプレッサcはその構造上の理由から高効率領域が狭い流量範囲に限られるのに対して自動車用エンジンaは回転範囲が広く排気ガスの流量範囲が広い

ため、作動線の一部が効率の低い領域を通過せざるを得ない。よって、前段で述べた理由により、燃費が良い範囲が限定され、全体的な燃費向上を図ることが困難であった。

【0010】なお、燃費向上を図ったターボチャージャーシステムとして、排気ガス流量の変動に応じてタービン容量を変化させてターボの回転数を調節することにより、コンプレッサを出来るだけ効率の良い領域で使用するようにした所謂可変容量ターボチャージャーも知られているが、タービンを可変容量とするための絞り損失、排気圧の上昇、可変幅の限界等の理由から、大きな燃費向上は望めない、また、タービンを可変容量とするためには複雑な機構が必要となるためコストアップが避けられない。

【0011】また、エンジンの吸排気系に特性の異なる2個のターボチャージャーを直列に2段配置し、各段のターボのコンプレッサとタービンとに夫々バイパス通路およびバイパス弁を設け、エンジンの運転状態に応じて各バイパス弁を適宜開閉していずれかのターボに切り換えて使用するものも提案されているが、各ターボを完全

に切り換えることを前提としており、一方のターボが作動しているときには他方のターボは基本的に停止しているため、切り換えのタイミング制御が難しく、制御が複雑になる。すなわち、直列に2段配置された各ターボを常に併用しつつ効率よく過給を行う技術は開発されておらず、改善の余地が残されている。

【0012】以上の事情を考慮して創案された本発明の目的は、簡単な構造および制御により、高出力・高トルク化と燃費向上との両立を図ったディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムを提供することにある。

【0013】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成すべく本発明に係るディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムは、ディーゼルエンジンの排気経路に直列に配置された高段側タービンおよび低段側タービンと、上記エンジンの吸気経路に直列に配置され上記各タービンによって夫々駆動される高段側コンプレッサおよび低段側コンプレッサと、上記排気経路に上記高段側タービンをバイパスするように接続されたバイパス通路と、該バイパス通路に設けられた排気バイパス弁と、該排気バイパス弁の開度を制御する制御部とを備え、該制御部は、少なくともエンジン全負荷運転領域において、上記排気バイパス弁を、エンジンの最大トルク点までは全閉若しくはそれに近い状態とし、最大トルク点から最高出力点までの間では徐々に開度を広げ、最高出力点では全開若しくはそれに近い状態に制御するものである。

【0014】また、上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度制御を、エンジン回転数に基いて行うものであってもよい。

【0015】また、上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、高段側コンプレッサにおいてはエンジン最大トルク点付近の圧力比が最高出力点付近の圧力比より大きくなるように且つ低段側コンプレッサにおいてはエンジン最高出力点付近の圧力比が最大トルク点付近の圧力比より大きくなるように、制御するものであってもよい。

【0016】また、上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、エンジンの最高出力点付近において、低段側コンプレッサの圧力比が高段側コンプレッサの圧力比より大きくなるように、制御するものであってもよい。

【0017】また、上記制御部は、上記排気バイパス弁の開度調節を、エンジンの最大トルク点付近において、高段側コンプレッサの圧力比が低段側コンプレッサの圧力比以上となるように、制御するものであってもよい。

【0018】また、上記各ディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムが有する高段側コンプレッサおよび低段側コンプレッサは、高段側コンプレッサが低段側コンプレッサよりも最高圧力比が低く且つ最大流量に対する高効率流量範囲の割合が大きい特性を有するもので

あってもよい。

【0019】また、上記各ディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムは、上記バイパス弁の開度調節のみによって過給圧制御を行うものであってもよい。

【0020】

【発明の実施の形態】本発明の一実施形態を添付図面に基いて説明する。

【0021】図1は本実施形態に係るディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムの概要を示す説明図である。

【0022】図示するように、ディーゼルエンジン1の排気経路2には、高段側タービン3と低段側タービン4とが排気ガスの流れ方向に間隔を隔てて直列に介設されており、エンジン1の吸気経路5には、高段側コンプレッサ6と低段側コンプレッサ7とが吸入空気の流れ方向に間隔を隔てて直列に介設されている。高段側コンプレッサ6と高段側タービン3とは回転軸8で連結されて高段側ターボ9を構成し、低段側コンプレッサ7と低段側タービン4とは回転軸10で連結されて低段側ターボ11を構成する。

【0023】図2(a)、(b)に示すように、低段側ターボ11は高段側ターボ9よりも大容量である。すなわち、図2(b)に示す低段側コンプレッサ7の修正流量は、図2(a)に示す高段側コンプレッサ6の修正流量よりも大きい。また、高段側コンプレッサ6は、最高圧力比が低段側コンプレッサ7よりも低く、対応する修正流量に対して効率がよい流量範囲が広い特性を有し、低段側コンプレッサ7は、最高圧力比が高段側コンプレッサ6よりも高く、対応する修正流量に対して効率がよい流量領域が狭い特性を有する。すなわち、高段側コンプレッサ6は、低段側コンプレッサ7よりも最高圧力比が低く且つ修正流量の最大値に対する高効率流量範囲の割合が大きい特性を有する。

【0024】上記各ターボ9、11に用いられる遠心式コンプレッサ6、7は、その構造上の理由から、圧力比を高くすると効率がよい領域が狭くなり、効率がよい領域を広くすると圧力比が高く出来ないという性質があるため、これを踏まえて、本実施形態では、高段側コンプレッサ6に、圧力比を低く抑えて効率がよい領域を広く特化したものを使用し、低段側コンプレッサ7に、圧力比を高めて効率がよい領域を狭く特化したものを使用しているのである。

【0025】図2(a)、(b)において、12はサージ限界線、13は最高回転限界線、14はエンジンの最大トルク点、15はエンジンの最高出力点、16はコンプレッサの最高効率点、多重円17はコンプレッサの等効率線である。また、圧力比、修正流量については前記「従来の技術」の欄で述べたように、
圧力比=コンプレッサ出口全圧/コンプレッサ入口全圧
修正流量=(実測流量×(入口温度/参考温度)^{0.5})

/(入口圧力/参考圧力)

参考温度=20℃(補正用の基準値)

参考圧力=大気圧(補正用の基準値)

と定義される。

【0026】高段側コンプレッサ6と低段側コンプレッサ7との間の吸気経路5には、インタークーラ18が介設されており、高段側コンプレッサ6とエンジン1との間の吸気経路5には、アフタークーラ19が介設されている。なお、これらインタークーラ18とアフタークーラ19とは、圧縮によって昇温した吸入空気を冷却するものであるが、発明の構成上必ずしも必要なものではなく、いずれか一方のみでもよく、また双方ともなくてもかまわない。

【0027】排気経路2には、上記高段側タービン3をバイパスするように、高段側タービン3の上流側と下流側とに接続されたバイパス通路20が、設けられている。バイパス通路20には、排気バイパス弁21が介設されている。排気バイパス弁21は、バイパス通路20内を流れる排気ガスの流量を調節(0~100%)するものである。排気バイパス弁21の開度は、制御部22によって制御される。

【0028】制御部22は、排気バイパス弁21を、少なくともエンジン1の全負荷時、次のように開度調節する。①エンジン1の最大トルク点14までは排気バイパス弁21を全閉若しくはそれに近い状態とし、②エンジン1の最大トルク点14から最高出力点15までの間では排気バイパス弁21の開度を徐々に広げ、③エンジン1の最高出力点15では排気バイパス弁21を全開若しくはそれに近い状態に制御する。

【0029】ここで、排気バイパス弁21の開度制御は、少なくともエンジン1の全負荷時に行うものなので、中負荷時や低負荷時にも併せて行ってもよい。また、「排気バイパス弁21の開度を徐々に広げ」とは、必ずしも無段階に開くことを意味するものではなく、段階的に開いてもよい。かかる排気バイパス弁21の開度制御により、各段のコンプレッサ6、7の作動線23、24は、図2(a)、(b)に示す如きとなり、最大トルク点14から最高出力点15までにて、効率の高い領域を通過する。

【0030】すなわち、制御部22は、排気バイパス弁21の開度調節を、高段側コンプレッサ6においてはエンジン最大トルク点14付近の圧力比が最高出力点15付近の圧力比より大きくなるように且つ低段側コンプレッサ7においてはエンジン最高出力点15付近の圧力比が最大トルク点14付近の圧力比より大きくなるように、制御する。また、制御部22は、排気バイパス弁21の開度調節を、エンジン1の最高出力点15付近において、低段側コンプレッサ7の圧力比が高段側コンプレッサ6の圧力比より大きくなるように、制御する。また、制御部22は、排気バイパス弁21の開度調節を、

エンジン1の最大トルク点14付近において、高段側コンプレッサ6の圧力比が低段側コンプレッサ7の圧力比以上となるように、制御する。

【0031】なお、エンジン1の全負荷時に、排気バイパス弁21を全開とした場合であっても、高段側タービン3の上流と下流とは所定の圧力差が確保されるように、バイパス通路20の通路内径が排気通路2の通路内径よりも絞られており、高段側タービン3が多少駆動されるようになっている。高段側タービン3の上流と下流との圧力差がなくなると、高段側タービン3が排気エネルギーで駆動されず、高段側コンプレッサ6が抵抗となってしまうからである。また、ここでいうエンジン全負荷時における排気バイパス弁21の全開は、上述のように高段側タービン3の上流と下流とは所定の圧力差が確保される開度を上限として定義してもよい。

【0032】制御部22は、排気バイパス弁21の開度調節を行う際の基準となるエンジン1の最大トルク点14および最高出力点15の検出を、図1に示すエンジン回転センサ25から出力されたエンジン回転数に基づいて行う。すなわち、予め、エンジン1の全負荷時に、エンジン1が最大トルクを発生するエンジン回転数と、エンジン1が最高出力を発生するエンジン回転数とを求めておき、それら各エンジン回転数をエンジン回転センサ25が検出したとき、制御部22は夫々エンジンの最大トルク点14と最高出力点15とであると判断する。

【0033】このような、排気バイパス弁21の開度制御と各段ターボ9、11（コンプレッサ6、7）の特性の選択とにより、図2(a)、(b)に示すように、エンジン1の全負荷時、各段のコンプレッサ6、7の作動線23、24が最大トルク点14から最高出力点15にかけて夫々効率の良い領域を通過する。すなわち、エンジン全負荷時の最大トルク点14に至るまでは、排気バイパス弁21が閉じられているため、エンジン回転数の上昇に伴い各段のコンプレッサ6、7はともに圧力比が上昇していく。

【0034】そして、エンジン1が全負荷時の最大トルク点14に至ると、排気バイパス弁21が開き始めるため、エンジン回転数の上昇と共に高段側コンプレッサ6の圧力比が下がっていき、さらにエンジン回転数が上昇してエンジン1が最高出力点15に至ると、排気バイパス弁21が全開となるため、高段側コンプレッサ6の圧力比がそれ以上上がることが抑制される。この結果、図2(a)に示すように、高段側コンプレッサ6の作動線23は、低段側コンプレッサ7に比べ最高圧力比が低く且つ対応する最大の修正流量に比して高効率領域が広い（高さが低く裾が広い形状の山）特性を有する高段側コンプレッサ6の高効率領域を、右下がりに通過する。

【0035】また、低段側コンプレッサ7においては、エンジン1が全負荷時の最大トルク点14に至った以降、エンジン回転数が上昇するに伴い、エンジン最高出

力点15まで圧力比が上がっていく。この結果、図2(b)に示すように、低段側コンプレッサ7の作動線24は、高段側コンプレッサ6に比べ最高圧力比が高く且つ対応する最大の修正流量に比して高効率領域が狭い（高さが高く裾が狭い形状の山）特性を有する低段側コンプレッサ7の高効率領域を、右上がりに通過する。

【0036】このように、特性の異なる各段のコンプレッサ6、7の高効率領域をそれぞれ作動線23、24が通過するので、エンジン1の高トルク・高出力を発生と低燃費の実現とを両立できる。すなわち、図5および図6に示す1段ターボの場合には、圧力比と高効率領域の作動流量とのバランスのとれた、いわば双方に妥協した特性のコンプレッサを用いているので、逆からいえば、エンジン全負荷時の最大トルク点1から最高出力点mにかけて、圧力比も効率も高く出来ないといえる。

【0037】これに対して本実施形態では、図6のものと比べ、高段側コンプレッサ6に最高圧力比が低く高効率領域が広い特性のものを用い、低段側コンプレッサ7に最高圧力比が高く高効率領域が狭い特性のものを用い、すなわち各段とも特化した特性のコンプレッサ6、7を用い、エンジン全負荷時の最大トルク点14から最高出力点15にかけてそれら特化したコンプレッサ6、7について夫々高効率の領域を作動線23、24が通過するように排気バイパス弁21を作動させているので、エンジン1の高出力・高トルクと低燃費とを両立できるのである。

【0038】以上については、次のようにも考えられる。ディーゼルエンジン1は、一般的には、出力調整のために吸気絞りを行わないため、排気ガスの流量は出力の大小に拘らず略エンジン回転数に比例して増加する。このため、低段側コンプレッサ7の特性を図2(b)に示すように右肩上がりの鋭い山の特性として、これを排気バイパスすることなく常にメインとして用い、作動流量に比例してすなわちエンジン回転数に比例して圧力比を上げ、その右肩上がりの領域の効率が低い特性によってエンジン回転数の大小に拘らず基本的な効率向上を図っている。

【0039】他方、高段側コンプレッサ6については、図2(a)に示すように比較的平たい鈍い山の特性のものを用い、エンジン1の最大トルク点14から最高出力点15にかけて過剰過給の原因となる過剰な排気ガスをバイパス弁21にてバイパスすることによる流量変動を、その広い高効率領域によって高効率でカバーしている。これにより、エンジン1の最大トルク点14から最高出力点15にかけての過給圧制御時（排気バイパス弁21の開放時）に生じる修正流量の変動を、その広い高効率領域によってカバーし、過給圧制御時における効率向上を図っている。

【0040】このように、本実施形態は、圧力比と修正流量との特性が特化された各段のコンプレッサ6、7に

ついて、排気バイパス弁21の制御によってエンジン全負荷時における最大トルク点14から最高出力点15にかけて、夫々高効率領域を作動線23、24が通過するようにしており、エンジン高回転域でも双方のターボ9、11によって高効率域にて過給するため、エンジン1の高出力・高トルクと低燃費とを両立できる。

【0041】図7に、燃費の試験結果を示す。図7中、破線26は通常の1段式可変容量ターボによる1段過給の燃費線、一点鎖線27は1段ターボに準じたターボ選定とバイパス弁制御をおこなった場合の2段過給の燃費線、実線29は本実施形態に係る2段過給の燃費線を示す。

【0042】ここで、比較の対象となる「1段ターボに準じたターボ選定とバイパス弁制御を行った場合の2段過給」の説明図を図3に示し、その各段のコンプレッサ6、7の特性を図4に示す。図示するように、この場合、各段のコンプレッサ6、7は、低段側が高段側より修正流量が大きい点が異なるものの、基本的な特性は同様のものが用いられる。そして、低段側コンプレッサ7についても、高段側コンプレッサ6と同様にバイパス通路29と排気バイパス弁30とが設けられる。各排気バイパス弁21、30は、エンジン1の全負荷時、最大トルク点14までは閉じられる。よって、最大トルク点14までは、エンジン回転数の上昇（修正流量の増加）に伴って圧力比が高まる。

【0043】その後、エンジン1の最大トルク点14から最高出力点15にかけては、過給圧が略一定に維持されるように、各排気バイパス弁21、30が徐々に開かれ、排気ガスが各タービン3、4を迂回し、各コンプレッサ6、7の圧力比が略維持される。このシステムにおいても、各段のコンプレッサ6、7の特性は、図6に示す1段ターボの場合に準じているため、圧力比および効率の双方に妥協したものであり、エンジン全負荷時の最大トルク点14から最高出力点15にかけて、作動線を効率の高い領域を通過させることができない。

【0044】よって、図7に示すように、「1段ターボに準じたターボ選定とバイパス弁制御を行った場合の2段過給」（一点鎖線27）は、「1段式可変容量ターボによる1段過給」（破線26）よりも燃費は向上するものの、「本実施形態に係る2段過給」（実線28）よりも燃費は良くならない。具体的には、実線28と一点鎖線27との差は、排気量2リットルの直噴ターボディーゼルエンジンの場合、10g/KWh程度である。

【0045】本実施形態における燃費向上のメカニズムを図8および図9を用いて説明する。図8は1段式可変容量ターボのP-V線図（エンジン運転時の筒内圧力と容積との履歴を示す図）、図9は本実施形態に係る2段過給のP-V線図である。線図において、吸気-圧縮-膨張-排気の順に従い、 $\int Pdv$ なる積分値がエンジン1の出力・トルクに比例する。すなわち、時計回りのループと

なる場合は出力として得ることができるが、反時計回りのループとなる場合には損失となる。

【0046】図8に示すように、1段式可変容量ターボの場合には、高過給時（高ブースト時）に吸気・排気工程において反時計回りのループとなつて損失（ポンピングロス）が生じる。これは、1段ターボで高ブーストにすると、既述のようにターボの効率の悪い領域を使用せざるを得ず（図6参照）、吸気圧力を上げるために多くの仕事（シャフトトルク）をタービンに要求することとなり、排気圧が上昇するという理由による。

【0047】他方、図9に示すように、本実施形態に係る2段過給では、高ブースト時に吸気・排気工程においても時計回りのループとなつて出力（ポンピングゲイン）が生じる。これは、本実施形態に係る2段過給で高ブーストにすると、既述のようにターボの効率の良い領域に沿って運転されるため、吸気圧力を上げるための必要動力（シャフトトルク）が小さく、タービンは少しの仕事をするだけで済み、排気圧の上昇が抑えられるという理由による。

【0048】以上により、本実施形態に係る2段過給は、同量の燃料でもより多くの出力を得ることができ、従って燃費は低減される。なお、「1段ターボ」でも圧力比の低い領域を使用した場合（出力・トルクが比較的低い場合）には、ポンピングゲインを得ることができるし、「1段に準じた2段過給」でも1段よりは広い運転領域でポンピングゲインを得ることができるが、「本実施形態に係る2段過給」は、それらよりも広い運転領域で、より大きなポンピングゲインを得ることができるのである。

【0049】また、本実施形態に係る2段過給は、高段側タービン3のみに設けた1個の排気バイパス弁21を開閉制御することのみでターボ全体9、11の作動を制御する。このため、実質的には可変容量でありながら、1段可変容量ターボ（VGSシステム等）と比較して構造単純で安価である。ただし、低段側タービン4にもバイパス通路およびバイパス弁を設けてもよく、さらに、高段側コンプレッサ6乃至は低段コンプレッサ7側にバイパス通路およびバイパス弁を設け、適宜切り換えてもよい。また、図2(a)、(b)に示す作動線23、24の配置は、高段側タービン3を可変容量化すること、によっても達成できる。

【0050】以下に本実施形態における各段のコンプレッサ6、7の理想的な制御目標値も一例を示す。但し、必ずしもこれらの数値に限定されるものではない。

【0051】エンジン1の特性が、

最大トルク点14の回転数 $\times 2$ = 最高出力点15の回転数

最大トルク点14における負荷 $\times 0.9$ = 最高出力点15の負荷

の場合、高段側コンプレッサ6は、

最大トルク点 1 4 での圧力比 $\times 0.7$ = 最高出力点 1 5 での圧力比

程度であり、低段側コンプレッサ 7 は、

最大トルク点 1 4 での圧力比 $\times 1.4$ = 最高出力点 1 5 での圧力比

程度であり、最高出力点 1 5 での圧力比は、

高段側コンプレッサ 6 の圧力比 $\times 1.85$ = 低段側コンプレッサ 7 の圧力比

となるように、バイパス弁 2 1 を制御し、且つ適当な容量のターボ 9、1 1 を選択することが、理想的と解される。

【0052】

【発明の効果】以上説明したように本発明に係るディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムによれば、簡単な構造および制御により、高出力・高トルク化と燃費向上との両立を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施形態を示すディーゼルエンジンのターボチャージャーシステムの説明図である。

【図 2】図 2 (a) は上記ターボチャージャーシステムに用いられる高段側コンプレッサの性能特性図、図 2 (b) は上記ターボチャージャーシステムに用いられる低段側コンプレッサの性能特性図である。

【図 3】本発明者が上記ターボチャージャーシステムと比較するために創案した 1 段ターボに準じたターボ選定とバイパス弁制御をおこなった場合の 2 段過給システム

の説明図である。

【図 4】図 4 (a) は上記 2 段過給システムに用いられる高段側コンプレッサの性能特性図、図 4 (b) は上記 2 段過給システムに用いられる低段側コンプレッサの性能特性図である。

【図 5】従来例を示す 1 段過給システムの説明図である。

【図 6】上記 1 段過給システムに用いられるコンプレッサの性能特性図である。

【図 7】各過給システムの燃料消費率を比較した説明図である。

【図 8】ポンピングロスを示す P-V 線図である。

【図 9】ポンピングゲインを示す P-V 線図である。

【符号の説明】

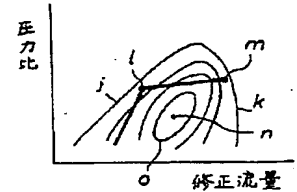
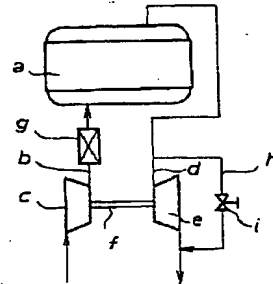
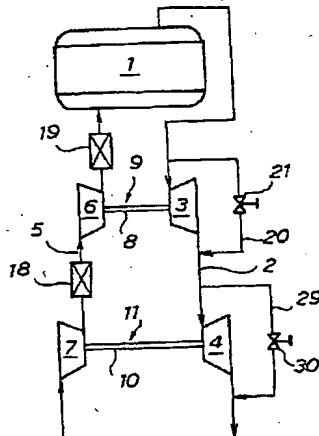
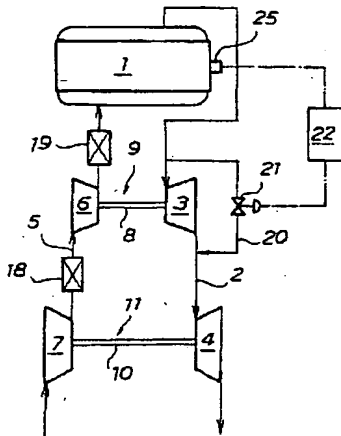
- 1 ディーゼルエンジン
- 2 排気経路
- 3 高段側タービン
- 4 低段側タービン
- 5 吸気経路
- 6 高段側コンプレッサ
- 7 低段側コンプレッサ
- 1 4 最大トルク点
- 1 5 最高出力点
- 2 0 バイパス通路
- 2 1 排気バイパス弁
- 2 2 制御部

【図 1】

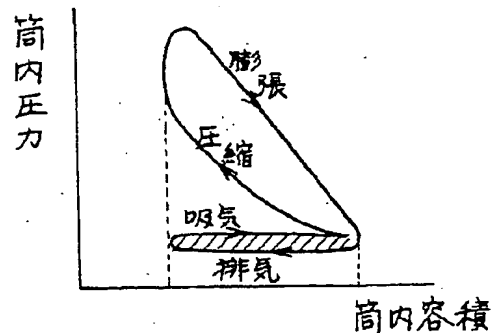
【図 3】

【図 5】

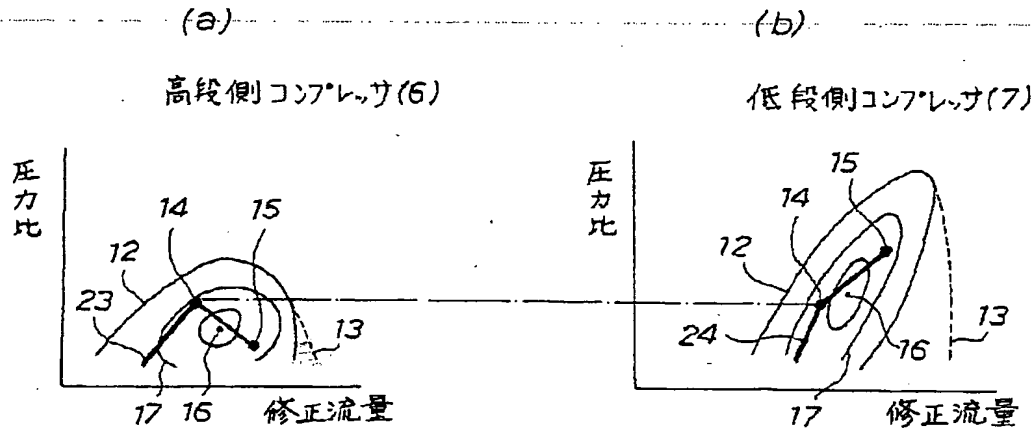
【図 6】



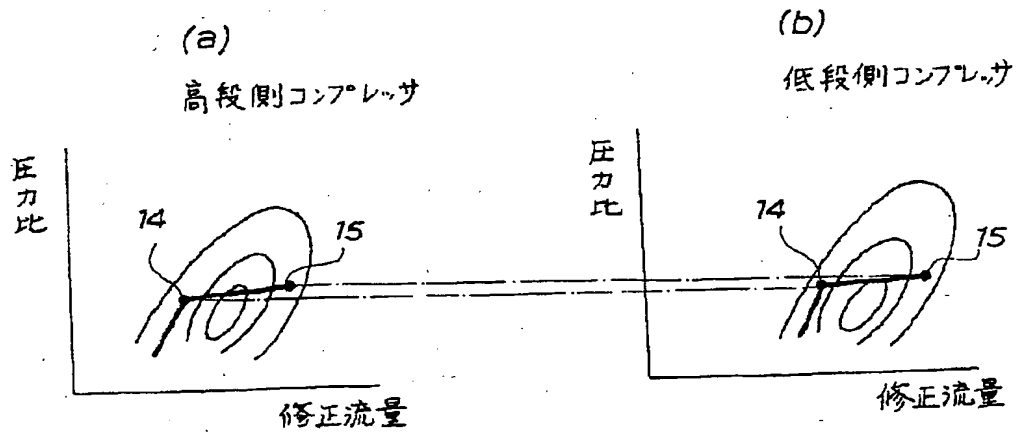
【図 9】



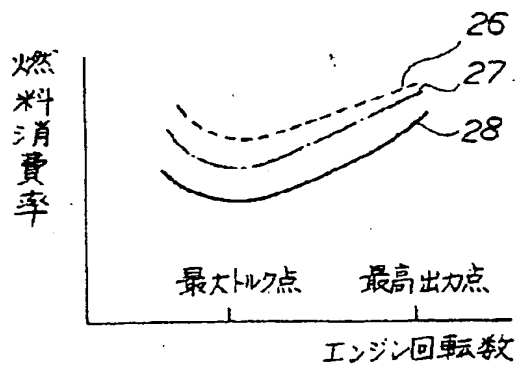
【図2】



【図4】



【図7】



【図8】

